ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2001

Seria: ELEKTRYKA z. 177 Nr kol. 1501

Andrzej BYTNAR[1)]

KRYTERIUM MECHANICZNE W OCENIE DOPUSZCZALNEJ OBCIĄŻALNOŚCI TURBOGENERATORA

Streszczenie. Omówiono zmodyfikowany wykres dopuszczalnych obciążeń turbogeneratora uwzględniający kryterium mechaniczne. Podano sposób wyznaczania krzywych ograniczających moc elektryczną maszyny przy założeniu nieprzekraczania dopuszczalnych wartości wibracji o częstotliwości 0.1 kHz rdzenia i korpusu stojana. Przedstawiono wyniki badań wibracyjnych turbogeneratorów, które sugerują konieczność rozszerzenia stosowanego kryterium mechanicznego. Przy ocenie stanu wibracyjnego stojana zaproponowano, aby brać pod uwagę harmoniczne wibracji o częstotliwości do 1 kHz wszystkich głównych jego części (połączeń czołowych uzwojenia, rdzenia i korpusu). Przedstawiono zmodyfikowany wykres obciążalności turbogeneratora uwzględniający nadmierne średniokwadratowe wartości wibracji o częstotliwości do 1 kHz ww. części stojana.

MECHANICAL CRITERION IN ASSESSMENT OF PERMISSIBLE LOAD OF TURBOGENERATOR

Summary. A modified diagram of turbogenerator permissible load with mechanical criterion taken into consideration is described. There is given a method of determination of the curves limiting the machine electrical power assuming that the core and frame vibrations of 0.1 kHz frequency do not exceed their permissible values. The presented results of vibrational tests suggest the need of widening the mechanical criterion being usually applied. It is proposed that for assessment of the stator vibrational state the harmonics of the frequencies up to 1 kHz for its all main parts (outhangs, core, frame) are to be taken into consideration. The modified diagram of turbogenerator permissible load takes into account the excessive mean-square values of vibrations of those parts with frequency up to 1 kHz.

Key words: turbogenerator, vibration, permissible load.

1. WSTĘP

Podczas eksploatacji turbogeneratora, na skutek zachodzących procesów elektromechanicznych, zmniejszają się wartości sił ściskających i mocujących jego elementy, co w konsekwencji powoduje powiększenie luzów w poszczególnych węzłach konstrukcyjnych. Doprowadza to do zwiększenia podatności poszczególnych elementów na wibracje wywoływane siłami pochodzącymi od naciągu magnetycznego, które - jak wykazały badania - są zmienne i zależą od parametrów elektrycznych turbogeneratora [3,4]. Nadmierne wibracje elementów stojana doprowadzają przeważnie do poważnych ich uszkodzeń. Problem ten jest szczególnie istotny dla dużych maszyn pracujących w zmiennych warunkach obciążeń energetycznych.

W celu obniżenia nadmiernych wibracji stojana turbogeneratora (przed remontem) wprowadza się programowe ograniczenie jego obciążeń wynikające z kryterium mechanicznego [1,6]. Przy realizacji tego kryterium bierze się pod uwagę przyspieszenia wibracji o częstotliwości 0.1 kHz rdzenia i korpusu stojana. Z przeprowadzonych licznych badań wibracji wynika, że w celu zapewnienia dobrej kondycji turbogeneratora należałoby uwzględniać również wibracje jego innych części oraz analizować wibracje w szerokim paśmie częstotliwości.

[1)] Dr hab. prof. IEn, Instytut Energetyki, ul. Mory 8, 01-330 Warszawa, tel. (0-22) 836-32-01, fax (022) 836-63-63, e-mail A.Bytnar@ien.com.pl

2. ZMODYFIKOWANY WYKRES OBCIĄŻEŃ TURBOGENERATORA

Przy wyznaczaniu zmodyfikowanego wykresu dopuszczalnych obciążeń turbogeneratora przyjmuje się powszechnie stosowane kryteria ograniczające (temperaturowe, maksymalnej mocy czynnej, równowagi przy współpracy z systemem przesyłowym) uwzględniające podstawowe parametry cieplne turbogeneratora, bloku energetycznego i systemu przesyłowego oraz kryterium mechaniczne (wibracyjne) uwzględniające poziomy wibracji korpusu i rdzenia stojana [1,6].

Kryterium mechaniczne jest sformułowane następująco: "Dla zachowania właściwego stanu technicznego elementów stojana przyspieszenia wibracji rdzenia i korpusu stojana o częstotliwości 0.1 kHz nie powinny przekraczać wartości dopuszczalnych - w całym zakresie przewidywanych długotrwałych obciążeń turbogeneratora".

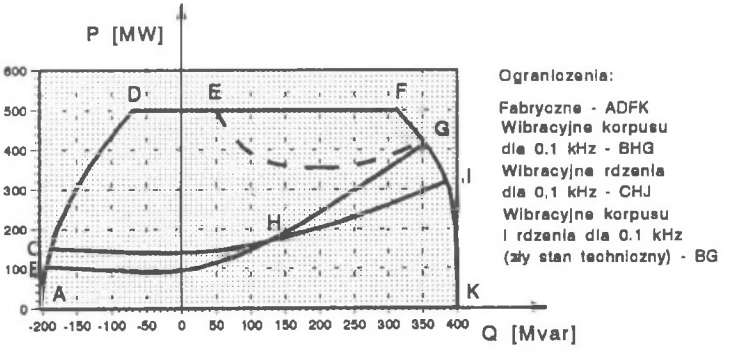
Na podstawie analiz awarii oraz badań wibracji turbogeneratorów z promieniowymi kanałami wentylacyjnymi w rdzeniu, elastycznym zawieszeniem rdzenia i sztywnym mocowaniem prętów uzwojenia w żłobkach przyjęto dopuszczalne poziomy wibracji elementów stojana [1, 5].

Skuteczne wartości przyśpieszeń wibracji stojana o częstotliwościach 0.1 KHz nie powinny przekraczać: na powierzchni korpusu $a_{(k)dop}$ = 102,9 dB, zaś w rdzeniu $a_{(r)dop}$ = 112,4 dB, przy przyśpieszeniu odniesienia $a_o = 10^{-5}$ ms^{-2}. Odpowiada to podwójnej amplitudzie przemieszczenia wibracji (przy częstotliwości 0.1 kHz) odpowiednio: $2A_{(k)dop}$ = 10 μm i $2A_{(r)dop}$ = 30 μm.

Na rysunku 2 przedstawiono w formie przykładu zmodyfikowany wykres dopuszczalnych obciążeń jednego z turbogeneratorów o mocy 500 MW.

Ograniczenia mocy generowanej wynikają z :

- równowagi statycznej przy współpracy turbogeneratora z systemem elektroenergetycznym - krzywa AD ,
- maksymalnej mocy czynnej turbiny - krzywa DF,
- maksymalnego prądu wzbudzenia - krzywa FK,
- nadmiernych wibracji korpusu stojana - krzywa BG,
- nadmiernych wibracji rdzenia stojana - krzywa CJ.



Rys. 1. Zmodyfikowany wykres dopuszczalnych obciążeń jednego z turbogeneratorówo mocy 500 MW
Fig. 1. Modified diagram of permissible load of 500 MW turbogenerator

Krzywe BG i CJ wyznacza się doświadczalnie [2]. Przeprowadza się pomiary wibracji elementów korpusu i rdzenia stojana przy rozmaitych obciążeniach czynnych (P) i biernych (Q) turbogeneratora, wynikających z jego fabrycznego wykresu obciążenia, tj. przy $P_N \geq P_{(i)} \geq 0$ i $\cos\varphi_{ind.} < 1$; $\cos\varphi = 1$; $\cos\varphi_{poj.} < 1$. Następujące po sobie obciążenia $P_{(i)}$ powinny być tak dobrane, aby różnice ich wartości były niewielkie.

Widmo przyspieszeń wibracji elementów stojana w funkcji czasu, zarejestrowane podczas pomiaru, poddaje się transformacji Fouriera. Dla skutecznych wartości przyspieszeń harmonicznych wibracji korpusu $a_{(k)}$; $a_{(r)}$ o częstotliwości 0.1 kHz wykreśla się - na płaszczyznie o współ-

rzędnych: przyspieszenie wibracji (a), moc bierna (Q) - charakterystyki $a_{(k)}$; $a_{(r)} = f$ (Q) przy $P_{(i)}$ = const dla napięć uzwojenia stojana U rzeczywiście występujących podczas obciążeń turbogeneratora. Na tej płaszczyźnie zaznacza się dopuszczalne wartości przyspieszeń wibracji dla korpusu $a_{(k)dop}$ = const i rdzenia $a_{(r)dop}$ = const. Punkty przecięcia się charakterystyk $a_{(k;r)} = f(Q)$ z charakterystykami $a_{(k;r)dop}$ = const wyznaczają współrzędne krzywej BG i CJ na płaszczyźnie P; Q.

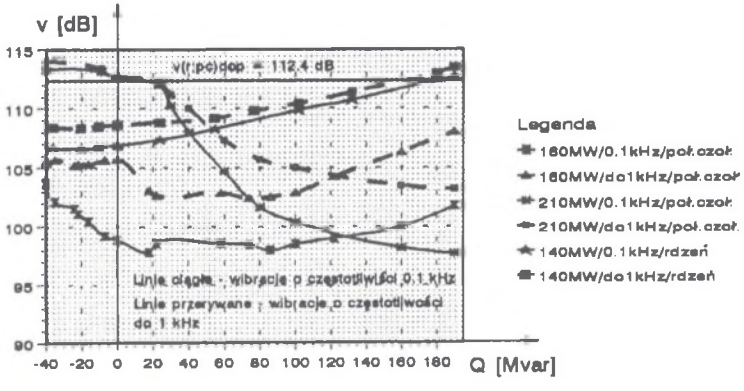
Obszar mocy P;Q, w którym występują np. nadmierne wibracje i korpusu i rdzenia stojana turbogeneratora, opisany jest liniami przechodzącymi przez punkty ACHGK (rys. 1) - powinien on być eliminowany z długotrwałej eksploatacji maszyny.

Przy pogarszaniu się stanu technicznego rdzenia krzywe BE i GH przemieszczają się przeważnie w kierunku znamionowego obciążenia czynnego (np. do położenia krzywej EG). Przy dużych obciążeniach czynnych turbogeneratora wibracje rdzenia i korpusu są zwykle najmniejsze, ponieważ ich elementy są dodatkowo usztywniane przez duży moment obrotowy przenoszony z wirnika (drogą magnetyczną).

3. SZERSZE SPOJRZENIE NA PROBLEM DOPUSZCZALNYCH OBCIĄŻEŃ TURBOGENERATORA

Przy wyznaczaniu zmodyfikowanego wykresu dopuszczalnego obciążenia turbogeneratora nie brano dotychczas pod uwagę wibracji połączeń czołowych uzwojenia stojana. Wynikało to głównie z małego rozeznania procesów wibracyjnych w tym obszarze maszyny.

Z przeprowadzonych (w ostatnich latach) wielu badań wibracyjnych połączeń czołowych uzwojenia stojana różnych turbogeneratorów wynika, że mają one duży wpływ na poziom wibracji korpusu i zębów rdzenia stojana [3, 4].



Rys. 2. Typowe rozkłady prędkości wibracji o częstotliwości 0.1 kHz i do 1 kHz rdzenia i połączeń czołowych uzwojenia stojana turbogeneratorów o mocy 230 MW

Fig. 2. Exemplary distributions of vibration velocities with frequency from 0.1 to 1 kHz of 230 MW turbogenerator stator core and outhangs

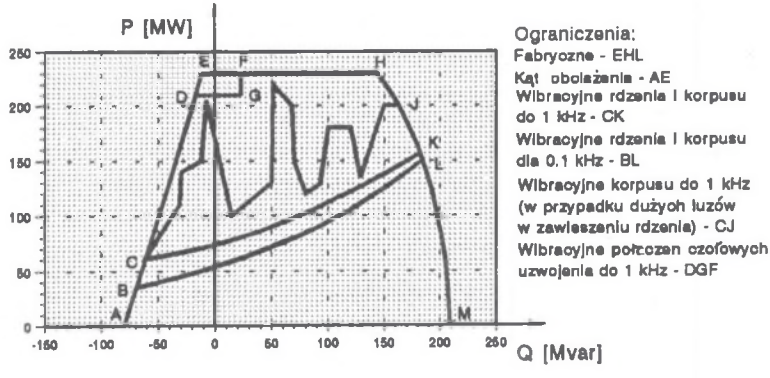
Konieczność ograniczania wartości wibracji połączeń czołowych uzwojenia wynika również z powodu częstego występowania uszkodzeń ich izolacji. W większości przypadków wibracje połączeń czołowych uzwojenia o częstotliwości 0.1 kHz są największe przy dużych mocach czynnych turbogeneratora, a szczególnie w zakresie obciążenia pojemnościowego (rys. 2). Okazuje się, że dobre mocowanie prętów uzwojenia w obszarze koszyka połączeń czołowych uzwojenia umożliwia utrzymanie poziomu ich wibracji nawet poniżej wartości dopuszczalnych dla rdzenia stojana [3]. Dlatego też można przyjąć identyczne dopuszczalne wartości wibracji dla połączeń czołowych uzwojenia i rdzenia stojana turbogeneratora.

Stwierdzono, że w niektórych elementach stojana turbogeneratorów o mocy 230 i 560 MW średniokwadratowa wartość harmonicznych w szerokim paśmie częstotliwości ma większą wartość niż harmoniczna o częstotliwości 0.1 kHz (rys. 2). To spostrzeżenie sugeruje, aby ten fakt uwzględniać przy wyznaczaniu zmodyfikowanego wykresu obciążenia turbogeneratora, bowiem rozmiar powstającego uszkodzenia , wibrującej części elementu maszyny, zależy od całkowitej energii wibracji. Należałoby więc tu uwzględniać wszystkie wartości harmonicznych wibracji w istotnym paśmie częstotliwości np. 0 ÷ 1 kHz – tak jak to zalecają niektóre normy [7].

Dopuszczalny poziom przyspieszenia wibracji o częstotliwości 0.1 kHz, dla wydzielonych części maszyny, należy wówczas przetransponować na dopuszczalne poziomy wibracji dla poszczególnych harmonicznych i średniokwadratowej wszystkich harmonicznych w rozważanym paśmie częstotliwości. Dopuszczalny poziom wibracji dla wszystkich harmonicznych wydzielonej części, jest identyczny tylko w przy rozpatrywaniu wibracji w zakresie prędkości i dlatego dalsze rozważania prowadzono przy tym parametrze. Wynika to z założenia, że uszkodzenia elementu - spowodowane poszczególnymi harmonicznymi wibracji - są podobne, gdy iloczyny amplitud przemieszczenia (A) i częstotliwości (f) tych harmonicznych mają tę samą wartość.

W tym przypadku zmodyfikowane kryterium mechaniczne będzie brzmiało: "Dla zachowania właściwego stanu technicznego stojana, skuteczne średniokwadratowe wartości harmonicznych prędkości wibracji poszczególnych jego części, w przedziale częstotliwości 0 ÷ 1 kHz, nie powinny przekraczać wartości dopuszczalnych - w całym zakresie przewidywanych długotrwałych obciążeń turbogeneratora".

W tej analizie wibracyjnej przyjęto, że dopuszczalny poziom prędkości wibracji wynosi dla korpusu $v_{(k)dop}$ = 102.9 dB, zaś dla rdzenia i połączeń czołowych uzwojenia $v_{(r;pc)}$ = 112.4 dB, przy prędkości odniesienia $v_o = 1.6 \cdot 10^{-8}$ ms^{-1}. Odpowiada to podwójnej amplitudzie przemieszczenia wibracji (przy częstotliwości 0.1 kHz) odpowiednio: $2A_{(k)dop}$ = 10 μm i $2A_{(r;pc)dop}$ = 30 μm.



Rys. 3. Zmodyfikowany wykres dopuszczalnych obciążeń turbogeneratora o mocy 230 MW, uwzględniający nadmierne wibracje o częstotliwości do 1 kHz głównych części stojana

Fig. 3. Modified diagram of 230 MW turbogenerator permissible load taking into account excessive vibrations of its main stator parts with frequency up to 1 kHz

Na rysunku 3 przedstawiono zmodyfikowany wykres obciążeń dla jednego z turbogeneratorów o mocy 230 MW, w którym uwzględniono poprzednio stosowane i rozszerzone kryterium mechaniczne dla poszerzonej grupy wydzielonych części stojana (połączenia czołowe uzwojenia, rdzeń i korpus).

Przy poważnym pogorszeniu się stanu technicznego elementów turbogeneratora (np. duże luzy w węzłach konstrukcyjnych) w rozkładach ich średniokwadratowych wartości harmonicznych wibracji - w funkcji zmian wartości parametrów obciążenia elektrycznego - występują znaczne zmiany, nawet chaos [4]. Stwarza to trudności w wyznaczeniu ogólnego trendu zmian nadmiernych wibracji,

a w konsekwencji odpowiednich krzywych ograniczających moc w zmodyfikowanym wykresie obciążeń turbogeneratora. Trudność tę można jednak pokonać przez wprowadzenie, na tym wykresie, podobszarów z dużymi ograniczeniami obciążenia, tak jak to pokazano w formie przykładu na rysunku 3 (całkowity obszar ograniczenia obciążenia wynikający z nadmiernych wibracji rdzenia wyznaczają linie przechodzące przez punkty ACJMA).

4. WNIOSKI

1. Uszkodzenia elementów stojana turbogeneratora powodowane wibracjami można eliminować przez ograniczenie zakresu jego obciążeń elektrycznych.
2. Przy wyznaczaniu zmodyfikowanego wykresu dopuszczalnych obciążeń turbogeneratora należy stosować rozszerzone kryterium mechaniczne uwzględniające dopuszczalne średniokwadratowe wartości prędkości harmonicznych wibracji rdzenia, korpusu oraz połączeń czołowych uzwojenia stojana.

LITERATURA

1. Burakov A. M. et al.: Dinamika i pročnost ` statorov moščnych turbogeneratorov, Ëlektrotechnika nr 1, 1982.
2. Bytnar A.: Sposób wyznaczania dopuszczalnych obciążeń energetycznych turbogeneratora, U. P. R. P., Patent P. 296103, 1995.
3. Bytnar A., Stawarz T.: Harmoniczne wibracji stojana turbogeneratora, Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej nr 48, seria: Studia i Materiały nr 20, SME 2000, Badania maszyn elektrycznych, Wrocław 2000.
4. Bytnar A.: Badania wibracji połączeń czołowych uzwojenia stojana generatora, Instytut Energetyki, Zespół Ekspertów, Dok. nr DZE 1/1/STAT/00 Warszawa, 2000.
5. Danilevich Ja. B. Turbogenerators: achievements, state of art, future, Proceedings XXXI International Symposium On Electrical Machines, Synchronous Machines, Ustroń, 20 - 23 September 1995.
6. Latek W. et al.: New operating chart for large power turbogenerators, CIGRÉ, Ref. 11-104, Paris 1990.
7. Drgania mechaniczne. Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących, PN - ISO 10816 - 1, 1998.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Eugeniusz Świtoński

Wpłynęło do Redakcji 15 lutego 2001 r.

Abstract

The values of forces clamping the elements of turbogenerator stator decrease during machine exploitation due to electromechanical processes. It leads to the increase of clearances in constructional nodes and then to the increase of the stator parts susceptibility to vibrations involved by the forces of magnetic pull which, as the tests have shown, change and depend on turbogenerator electrical load parameters. Excessive vibrations of the core usually lead to serious failures of stator elements. The problem is exceptionally important for large power machines operating with varying loads.

To reduce the excessive vibrations of turbogenerator stator (before its overhaul) the limitation of machine operational loads is usually applied (Fig. 1). It results from the mechanical criterion taking

into consideration permissible accelerations of vibrations of frequency 0.1 kHz of the core and frame.

So far in determination of the modified diagram of permissible load the vibrations of stator outhangs have not been taken into consideration. However, numerous tests of outhangs vibrations of many turbogenerators have shown that outhangs vibrations have noticeable influence on the vibration level of the frame and stator teeth. In most cases the outhangs vibrations are the highest for large active powers and exceptionally for underexcited operation of a turbogenerator (Fig. 2). It appears that appropriate clamping of winding bars in the region of outhangs basket allows to keep the level of their vibrations even below the permissible values for the stator core. Therefore, the same permissible values of vibrations for stator outhangs and core can be allowed.

It has been found for the elements of 230 and 560 MW turbogenerators that the mean-square value of vibration harmonics for the frequency range 0÷1 kHz is higher than that for the harmonic of frequency 0.1 kHz (Fig. 2). Such observation should be taken into account in determination of the modified diagram of permissible load as the possible failure range of a vibrating element depends on the level of entire vibration energy.

The permissible level of vibration acceleration of frequency 0.1 kHz should be referred to the permissible level of vibrations of the chosen element for particular harmonics and for the mean-square value of all harmonics in the considered frequency range. The permissible level of vibration of the chosen element for all harmonics can be identical only when the vibration velocity is under consideration. It results from the assumption that the element failures, caused by different vibration harmonics, are similar when the products of displacement amplitude (A) and frequency (f) for particular harmonics are of the same values.

In such a case the modified mechanical criterion has a form: "To maintain the appropriate technical state of the stator the mean square values of vibration velocity harmonics of its elements should not excess the permissible values for the frequency range 0 ÷1 kHz within the entire region of expected long-term loads".

In Fig. 3 the modified diagram of permissible load for a turbogenerator of 230 MW is shown with both mechanical criteria - traditional and extended - taking into consideration three stator constructional elements: outhangs, core and frame.

In a turbogenerator with the technical state of main elements significantly reduced (e.g. with large clearances in constructional nodes) the great changes and even chaos appear in relations of the mean-square values of vibration harmonics in function of the load parameters. It is then difficult to determine the tendency of vibration changes and to predict the shape of curves limiting the loads on the modified diagram of the permissible load. However, this difficulty can be overcome by introducing to the diagram appropriate subdomains with large limitation of the load, as it is shown in Fig. 3 (the entire region of load limitation due to excessive vibrations of the core is given by the curves drawn through the points ACJMA).